

КОНСТРУКЦІЯ ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОПІДСИЛЮВАЧА КРУТНОГО МОМЕНТУ

Разработана новая конструкция гидроусилителя крутящего момента с большим коэффициентом усиления. Представлена нелинейная математическая модель и структурная схема нового гидроусилителя. Приведен пример применения гидроусилителя в системе управления ветроэнергоагрегата.

The new design of the hydraulic booster of the twisting moment with the big factor of amplification is developed. The mathematical model of the new hydraulic booster is submitted nonlinear. The example of application of the hydraulic booster in an hydraulic control system wind power assembly is resulted.

В останній час для безпосереднього приводу різноманітних систем, де частота обертання може змінюватись в ході технологічного процесу по заданому закону, застосовують двокаскадні підсилювачі крутного моменту з приводом від крокового двигуна, що мають великі коефіцієнти підсилення.[1]

Розроблений у НТУУ «КПІ» гідравлічний підсилювач [2] простіше раніше розглянутого [3]. Він містить гідромотор 1, золотник 2, осьовий розподільник 3, корпус 4, втулку 5, дроселі 6 і 7, вхідний вал 8 з прямокутною або трапецеїдальною різьбою 9, який також приводиться у рух, наприклад, від крокового двигуна 10 через муфту 11. Проміжний вал 12, з яким через підшипник 13 взаємодіє золотник 2, має отвір 14, у який встановлений кінець вхідного вала 8.

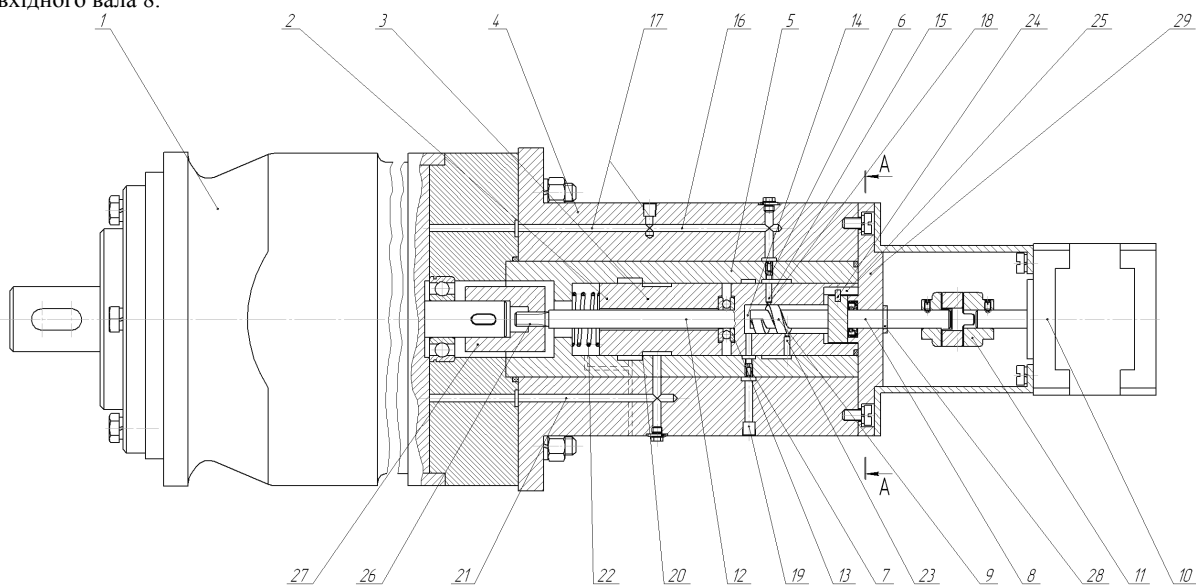


Рис. 1. Двокаскадний гідравлічний підсилювач крутного моменту з однокроковим гідророзподільником другого каскаду

Виток різьби 9 цього вала повністю або частково перекриває дроселюючий отвір 15 проміжного вала 12, який з'єднаний через дросель 6 і отвір 16 у корпусі 4 з гідролінією 17 нагнітання гідромотора 1. Вихід дроселюючого отвору 15 через дроселюючу щілину 18, утворену цим отвором і витком різьби 9, з'єднаний з отвором 14, який через дросель 7 з'єднаний з зливною гідролінією 19. Гідророзподільник 3 має робочу щілину 20, з'єднаний з вихідною гідролінією 21 гідромотора і зливною гідролінією 19. Між золотником 2 і втулкою 5 встановлена пружина 22.

Проміжний вал 12 має отвір 23, який гідравлічно з'єднує вихід дроселя 6 з циліндричною поверхнею різьби 9 вхідного вала 8 і розташований діаметрально протилежно дроселюючому отвору 15. Вхідний вал має палець 24, який може взаємодіяти з пазом 25 проміжного вала, що через рухоме шліцьове або шпоночне з'єднання 26 зв'язаний муфтою 27 з гідромотором 1. Вхідний вал фіксується в осьовому напрямі упором 28, що взаємодіє з кришкою 29.

Гідропідсилювач призначений для приводів з одностороннім напрямом обертання і працює таким чином. При нерухомому вхідному валу 8 і подачі робочої рідини у гідролінію 17 нагнітання вона через отвір 16, дросель 6, дроселюючий отвір 15, дроселюючу щілину 18 потрапляє у порожнину управління 14, звідки через дросель 7 відводиться у зливну гідролінію 19. Завдяки малому розміру дроселюючої щілини 18 тиск у порожнині 14 незначний, у результаті чого золотник 2 під дією пружини 22 залишається у крайньому правому положенні, коли

проміжний вал 8 притиснутий правою торцевою поверхнею до кришки 29, а щілина 20 гідророзподільника 3 повністю закрита і вал гідромотора нерухомий.

При повороті на заданий кут вхідного вала відкривається або збільшується величина дроселюючої щілини 18. Тиск у порожнині 14 управління збільшується. Золотник 2 під дією тиску на правий торець проміжного вала переміщується разом з валом вліво у нове положення. Відкривається дроселююча щілина 20 гідророзподільника 3. Тиск у каналі 21, з'єднаний з вихідною порожниною гідромотора падає і гідромотор через муфту 27 повертає проміжний вал 12 у ту ж сторону на той самий кут, що і кут повороту приводного вала. Дроселююча щілина 18 частково або повністю перекривається, тиск у отворі 14 падає, золотник 2 під дією пружини повертається у початкове положення і гідромотор зупиняється.

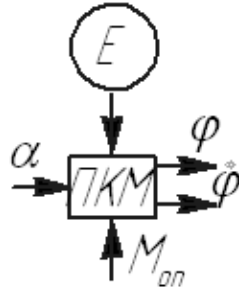


Рис. 2. Функціональна схема гідро підсилювача

При обертанні вхідного вала 8 з певною кутовою швидкістю золотник 2 займає відповідно цій швидкості положення, дроселююча щілина 20 відкривається на величину, при якій швидкість валів 8, 12 і муфти 27 зрівнюються. При недопустимо великій швидкості палець 24 взаємодіє зі стороною секторного паза 25, що обмежує швидкість повороту як вхідного так і вихідного вала гідропідсилювача, забезпечуючи його працездатність. Отвір 23 у проміжному валі 12 розвантажує вхідний вал 8 від радіальних сил тиску рідини.

При розробці математичної моделі нехтували у зв'язку з їх невеликим впливом на перехідний процес зміною температури робочої рідини і витратами тиску у каналах гідро- підсилювача, вважали витоки через щілини гідророзподільника пропорційними перепаду тиску у них, величину деформації рідини пропорційну швидкості зміни тиску у відповідній порожнині, сили контактного тертя пропорційні тиску, в'язкого тертя пропорційні швидкості, тиск p_n на вході у гідромотор та тиск $p_{3л}$ на виході гідророзподільника постійною величиною.

Гідропідсилювач крутного моменту являє собою систему автоматичного регулювання, а саме слідкуючу систему (рис. 2), управляючим сигналом якої є кут α повороту вала 8 (рис. 1), регульованою величиною є кут φ повороту або швидкість $\dot{\varphi}$ вихідного вала гідромотора 1, основним збудувальним сигналом є крутний момент опору $M_{оп}$ на вихідному валу гідромотора. До гідропідсилювача підводиться джерело енергії E .

Нелінійна математична модель гідропідсилювача крутного моменту може бути представлена системою рівнянь (1-7):

$$\begin{cases} \alpha - \varphi = \beta; (1) \\ \beta \leq \gamma; (2) \\ \frac{q_m}{2\pi} \dot{\varphi} = G \dot{x}_3 \sqrt{(p_n - p_1)} - k_{km}(p_n - p_1) + k_{k3}(p_1 - p_{3л}) - k_{d1} \cdot \dot{p}_1; (3) \\ (1 - k_{p1}) \frac{q_m}{2\pi} (p_n - p_1) = I_m \ddot{\varphi} + k_v \dot{\varphi} + M_{xx} + M_{оп}; (4) \\ (1 - k_{p2}) F(p_y - p_{3л}) = m_3 \ddot{x}_3 + k_{63} \dot{x}_3 + c_n(x_3 + x'_{30}) + k_{c2} \cdot x_3(p_1 - p_{3л}); (5) \\ G_1(p_n - p_{d1}) = G_2 f(\beta) \sqrt{(p_{d1} - p_y)} + k_{k1}(p_{d1} - p_y) + k_{k2}(p_{d1} - p_3); (6) \\ F \dot{x}_3 = G_2 f'(\beta) \sqrt{(p_{d1} - p_y)} + k_{k1}(p_{d1} - p_y) - G_3(p_y - p_{3л}); (7) \end{cases}$$

де (1) – рівняння зворотного зв'язку; (2) – рівняння обмеження можливої величини пере регулювання; (3), (4), (5) – рівняння другого каскаду підсилення, а саме (3) – рівняння нерозривності потоку рідини в каналах золотника та гідромотора з урахуванням витрат через золотник, гідромотор, витоків з золотника, гідромотора та стиснення рідини в каналах злива гідромотора; (4) – рівняння крутних моментів на валу гідромотора з урахуванням моменту сил інерції, контактного і в'язкого тертя, моменту M_{xx} холостого ходу та основного збудувального сигналу – моменту опору $M_{оп}$ на валу гідромотора; (5) – рівняння осьових сил, що діють на золотник з урахуванням сил на переміщення золотника, сил інерції, в'язкого, контактного тертя, сил пружності та гідродинамічних сил; (6), (7) – рівняння першого каскаду підсилення, а саме (6) – залежність між витратою через дросель 6 (рис.1), дросельну щілину 18, витоками у порожнину 14 і на злив; (7) – залежність між витратами через дроселюючі щілину 18, дросель 7, на переміщення золотника 2 і витоками у порожнину 14.

У системі рівнянь (1) ÷ (7) прийняті такі позначення змінних величин: α – кут повороту вхідного вала 8 гідропідсилювача – управляючий сигнал; φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$ – кут повороту, кутова швидкість та кутове прискорення вихідного вала гідромотора, а також муфти 27 та проміжного вала 12; β – величина пере регулювання; p_1 , $\dot{p}_1$ – тиск та швидкість зміни тиску на виході гідромотора 1 та вході гідророзподільника 3; x_3 , $\dot{x}_3$, $\ddot{x}_3$ – поточне переміщення, швидкість руху та прискорення золотника 2; p_y – тиск у порожнині 14, що діє на ліву торцеву поверхню проміжного вала 12; p_{d1} – тиск на виході дроселя 6; $f(\beta) = f(\alpha - \varphi)$ – площа прохідного каналу щілини 18 між дроселюючим отвором 15 і різьбою 23.

Постійними величинами прийняті такі позначення: p_n, p_{3n} – тиск на вході гідромотора 1 і зливної лінії гідро підсилювача; γ – максимальне значення перерегулювання; q_m – робочий об'єм гідромотора; $G = \mu d_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – провідність золотника 2, де μ, d_2, ρ – коефіцієнт витрати через дроселюючу щілину золотника, діаметр золотника та густина робочої рідини; $K_{\kappa 1}, K_{\kappa 2}, K_{\partial 1}$ – коефіцієнти витоків (ковзання) гідромотора 1, золотника та деформації рідини у вхідному каналі гідророзподільника 3; q_m – робочий об'єм гідромотора; I_m – момент інерції усіх рухомих деталей, приведений до вала гідромотора; k_{p1}, k_{θ} – коефіцієнт контактного та в'язкого тертя гідромотора; F, m_3 – площа та приведена маса золотника; $k_{p2}, k_{\theta 3}$ – коефіцієнти контактного та в'язкого тертя золотника; C_n, x_{30} – жорсткість та початкова деформація (величина заневолення) пружини 22; $k_{vd} = 2\mu d^3 \cos \alpha$ – коефіцієнт гідродинамічної сили, де $\alpha \approx 69^\circ$ для прямокутних кромки золотника; G_1, G_3 – провідності лінійних дроселів 6 і 7; $G = \mu \frac{2}{\rho}$ – провідність дроселюючої щілини 18; $k_{\kappa 1}, k_{\kappa 2}$ – коефіцієнти витоків (ковзання) з виходу дроселя 6 до порожнини 14 і порожнини між проміжним валом 12 і золотником.

По системі рівнянь (1) ÷ (7) побудована структурна схема нелінійної математичної моделі гідропідсилювача (рис. 3), яка являє собою також алгоритм розрахунку статичних і динамічних характеристик гідропідсилювача. Лінеаризована система рівнянь гідро підсилювача та лінеаризована структурна схема може бути побудована аналогічно [3].

Як приклад застосування розробленого гідропідсилювача крутного моменту у техніці може бути запропонована система автоматичного управління вітроенергоагрегату (рис. 4), розроблена на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки та механотроніки НТУУ «КПІ» [4], де 1 – вітроколесо; 2 – вал; 3 – редуктор; 4 – насос; 5 – гідромотор гідропідсилювача; 6 – генератор; 7 – гальмо; 8, 9 – датчики швидкості вітроколеса та генератора; 10 – гідророзподільник гідропідсилювача; 11 – гідробак; 12 – блок управління; 13 – запобіжний клапан; 14 – дросель з пропорційним управлінням; 15 – кроковий двигун; 16 – споживач енергії; 17 – датчик швидкості вітру.

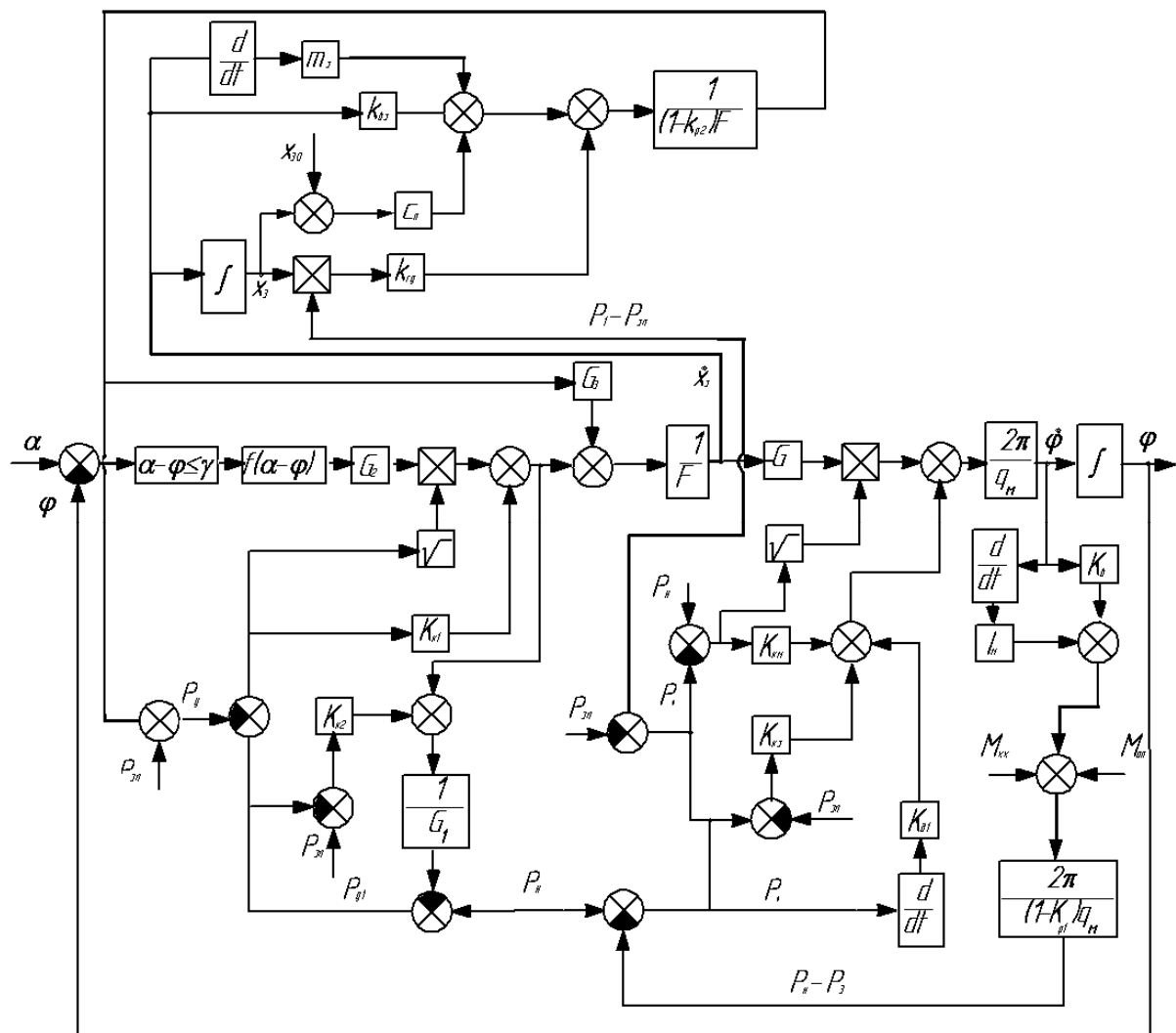


Рис. 3. Структурна схема гідро підсилювача

Вітроенергоагрегат дозволяє одержати електричну енергію як при порівняно великих, так і при малих швидкостях вітру, бо тут тиск у працюючій системі не обмежується налаштуванням клапана, а залежить від навантаження генератора. Встановлення такого двигуна в систему та його зв'язок з валом гідромотора через слідкуючий гідро розподільник дозволяє стабілізувати частоту обертання генератора відповідно до заданого закону управління, що задається блоком управління, який може являти собою електронну обчислювальну машину. Вітроенергоагрегат може застосовуватись як у малих, так і у великих фермерських господарствах для живлення електричних та механічних систем.

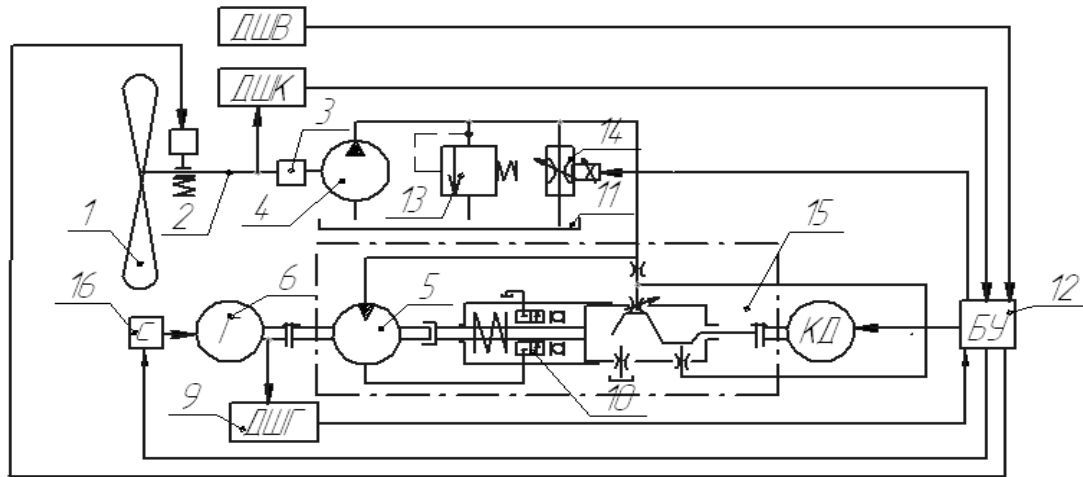


Рис. 4. Приклад застосування гідродвигуна у системі управління вітроенергоагрегатом

Висновок: розроблена конструкція двокаскадного гідродвигуна крутного моменту, яка є значно простіша і дешевша від існуючих. Математична модель та структурна схема дозволяють, користуючись методами теорії автоматичного управління визначити якість гідро підсилювача по перехідним або частотним характеристикам відносно управляючого або збурювального сигналів, а також створюють можливість розробки автоматичних систем з наперед заданими показниками якості.

Список літератури

1. Свешников В. К. «Станочные гидроприводы». – М.: Машиностроение, 1995. – 485 с.
2. Пат. №43939 Україна. Гідравлічний підсилювач крутного моменту (Лугівський О. Ф., Лисенко В. С., Буслов В. К., Таурит Т. Г., Козак В. В. (Україна) НТУУ, - № и 2009 03198. Заявл. 03. 04. 2009. Опубл. 10. 09. 2009, Бюл. № 17.
3. Лисенко В.С., Буслов В.К. Аналіз математичної моделі гідродвигуна крутного моменту // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. - К.: НТУУ «КПІ» - 2010.- № 58.- стор.259-265.
4. Пат. № 35532 Україна. Вітроенергоагрегат /Яхно О. М., Лисенко В. С., Буслов В. К., Таурит Т. Г., Савченко Ю. В., Козак В. В., Немчик С. М. (Україна) НТУУ, - № и 2008 04641. Заявл. 10. 04. 2008. – Опубл. 25. 09. 2008, Бюл. № 18.